№ 9. Warszawa, 25 września 1933 r. Rok XI.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

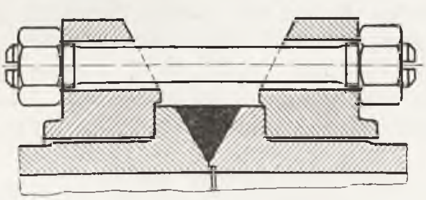
GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI OD 18 DO 20 i ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. ADAM EMIL SIERZPUTOWSKI.

O SPOSOBACH OBLICZANIA I PROJEKTOWANIA POŁĄCZEŃ RUROWYCH NA PARĘ WYSOKOPRĘŻNĄ I WYSOKOPRZEGRZANĄ.

Por. *Technika Cieplna*, str. 126, 1933 r.).

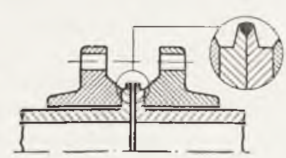
Połączenia, jak na rys. 12 (końce rur wywinięte, co jest tańsze niż nakuty pierścień) okazały się w praktyce amerykańskiej, aż do dzisiejszego dnia, zdatnemi przy temperaturze nieco powyżej 400° i najwyższych ciśnieniach. Dla temperatur wyższych zaleca się ostrożność. Ponieważ grubość wywinięcia jest ograniczoną grubością ścianki rury, nie można naprężeń opanować konstrukcyjnie. Ciśnienie 100 *at* wywołuje w przekroju nie-



Rys. 12
Złącze spawane z luźnemi kryzami.

bezpiecznym naprężenie zginające 13 kg/mm^2. Siła śrub wywołuje tylko ściskanie wywinięcia, nie wpływając na podwyższenie naprężeń zginających. Do nacisku pary należy doliczyć siły podłużne w rurach, które wynoszą około 6 kg/mm^2 w wypadku, gdy rury posiadają naprężenia wstępne, pochodzące od ich wstępnego naciągu przy pomocy kompensatorów rurowych. Pozatem w połączeniach tego rodzaju dołącza się to, że przy nagrzewaniu kołnierze są zimniejsze niż wywinięcie, a tarcie nie pozwala mu swobodnie się wydłużać—stąd dodatkowe naprężenie w wywinięciu. Jak się te naprężenia składają trudno jest ściśle podać, jednak przy temp. 475° w rurze w czasie rozruchu powinno zajść przekroczenie granicy płynności, a w czasie ruchu granicy pełzania zwykłej stali; połączenie powinno się więc zluzować, a może nawet rury mogłyby się wyciągnąć.

Dla połączeń rurowych kołnierzowych wykonanych według Dinorm 64 dla rur ⌀ 300 *mm* (które przy 40 — 45 *at* odpowiadają mniej więcej pod względem wydajności przewodom na 100 *at* i ⌀ 175 *mm*) naprężenia w kołnierzu są, jak rys. 13 wskazuje, prawie takie same jak w wysokoprężnych. Śruby są przy 4-krotnym nacisku pary natężone do 20 kg/mm^2 przy wyższem, a 15 kg/mm^2



Rys. 13
Konstrukcja złącza wg. Sargola i Wevera. Złącze spawane z wywiniętemi końcami rur.

przy średniem ciśnieniu. Ze względu na śruby możnaby więc przy średniem ciśnieniu dopuścić o 20—25° wyższą temperaturę pary, sytuacja w kołnierzu pogorszyłaby się jednak. Połączenia z wywiniętemi końcami rur są przy 40 *at* o 10% mniej obciążone niż przy 100 *at*. I tu przy podwyższeniu temperatury o 10—20°, a więc poniżej 500°, warunki pracy będą równie trudne, jak przy 100 *at* i 470°.

Wszystkie połączenia kołnierzowe, w których zastosowano rozwalcowanie lub też podobny sposób, polegający na deformacji tworzywa, nie zapewniają z powodu pełzania, w temperaturach przewyższających znacz-

nie 400°, dostatecznej pewności, nawet gdyby po kilku tysiącach godzin pracy nie wykazały żadnych zewnętrznych wad. Nadmienić musimy, iż mocniejsze naciąganie śrub niż to odpowiada ich trwałej wytrzymałości jest nie tylko bezcelowe, ale szkodliwe, gdyż prowadzi do przekroczenia granicy płynności w czasie rozruchu i odkształceń wskutek pełzania. W związku z temi wszystkiemi trudnościami, z któremi się przy stosowaniu połączeń kołnierzowych spotykamy, nasuwa się pytanie, czy nie należałoby uciec się do zwykłego spawania przewodów. Połączenia spawane, wzmacniane nakładkami — lub nie, są dziś w zasadzie wykonalne bez specjalnych zastrzeżeń. Nie mniej jednak złe połączenie, gdy się kiedyś takie trafi, nie da się zewnętrznie od dobrego odróżnić. Nie do przewidzenia groźne następstwa, jakie mogą powstać przy zerwaniu się takiego połączenia, nie pozwalają na wzięcie na siebie przy wysokich temperaturach odpowiedzialności za ich użycie, dopóki nie będziemy mieli praktycznych metod do sprawdzania wykonanych spawów.

Dla projektującego połączenia, w celu odpowiedniego doboru gatunków stali i odpowiednich wymiarów części połączenia, należy podać prócz stosownego sposobu obliczania naprężeń i wskazówek natury konstrukcyjnej, również pewne informacje jak przedstawia się stosunek naprężeń zachodzących po dłuższym ruchu, do zwykłych wskazań w tej dziedzinie. W pracach „Pomp'a i Dahmen'a", jak również „Pomp'a i Enders'a" proponowane jest, aby te naprężenia przy których szybkość pełzania wynosi w 25-ej do 35-tej godz. $15.10^{-4}\%$ i w 5—10-tej godz. $30.10^{-4}\%$, oznaczyć jako wytrzymałość trwałą. Z prób wykonanych przy 400° znajdujemy przez ekstrapolację, że odpowiednia wytrzymałość trwała dla stali *EFD* 70 wynosi 40—50 kg/mm^2, próby przy 470° dają przez ekstrapolację cyfrę 20 kg/mm^2. Na podstawie więc wyżej określonego pojęcia, dla rozpatrywanych w naszym wypadku temperatur naprężenie 25 kg/mm^2 należałoby uważać za dopuszczalne. W kołnierzach wykonanych ze stali, odpowiadającej mniej więcej stali „*C* 6" w pracach Pomp'a i Enders'a, mielibyśmy przy 500° — 10 kg/mm^2, przy 400° — 20 kg/mm^2, a więc w temperaturze ruchu około 13 kg/mm^2 wytrzymałości trwałej. Faktycznie pełzanie nastąpiło przy obciążeniach znacznie niższych. Odstępstwa są tak duże, że dla stali *EFD* 70 i twardej stali węglistej zasady Pomp'a i Enders'a praktycznie stosować nie można. Nawet dla stali kruppa *FK* 345, odznaczającej się większą wytrzymałością trwałą, stosowanie tej zasady prowadzi przypuszczalnie do zbyt optymistycznych wyników. Według badań Kruppa szybkość pełzania stali *FK* 345 przy 13 kg/mm^2 i 485° wynosi w 5—10-ej godzinie — $4.10^{-4}\%$, co przez ekstrapolację daje dla szybkości $30.10^{-4}\%$ wartość odpowiadającą granicy płynności.

Zbliżymy się bardziej do warunków praktycznych, przyjmując pogląd Tapsell'a, według którego dopuszczalna jest szybkość pełzania 0,001% na 24 godz. po 40 dniach. Na podstawie 1000 godz. próby nad stalą *EFD* 70 daje to dopuszczalne naprężenie 10 kg/mm^2 co zgadza się z praktycznemi warunkami. Ponieważ tak długie próby nad wszystkiemi stalami są nie do przeprowadzenia, możnaby może założyć wytrzymałość trwałą według Pomp'a i Enders'a, uważać ją jednak tylko jako wartość rachunkową i, w zależności od warunków konstrukcyjnych, stosować $1^1/_2$ — 3 krotną pewność.

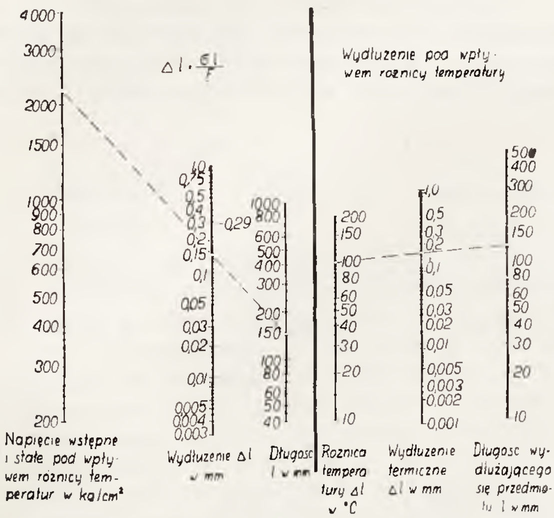
Przy montażu przewodów na parę wysokoprężną i wysokoprzegrzaną należy, jak już wspominałem, zwrócić baczną uwagę na naprężenia wstępne, które nie powinny przekraczać wielkości 3-krotnego nacisku pary. Nadmierne naprężenie wstępne wywołuje już w stanie zimnym dość duże ugięcie kołnierzy, co powoduje złe osadzenie nakrętek i powstanie dodatkowych naprężeń gnących w śrubie. Może się więc zdarzyć, że w czasie rozruchu nastąpi przekroczenie granicy płynności nawet przy użyciu śrub z najlepszego materjału. Większość monterów sądzi jednak, że przy wyższem ciśnieniu należy śruby dokręcać mocniej, a ponieważ długie rury nasadzane na klucze i młot grają tu niemałą rolę, należy podać monterowi przystępny sprawdzian, pozwalający mu kontrolować wielkość wywołanych przez niego naprężeń.

Obliczanie naprężeń wstępnych z momentu, którym dociągamy śruby, wydaje się mało celowem, ponieważ siły tarcia, przeciwdziałające dokręcaniu śrub, zbyt zależą od cech gwintu nakrętek i powierzchni kołnierza. E. Mayer stawia następującą propozycję: obliczamy sumę wszystkich odkształceń sprężystych, odpowiadających określonemu naprężeniu śruby i stąd znajdujemy odpowiedni kąt obrotu nakrętki. Punkt wyjściowy dla odmierzenia kąta może być ustalony przez użycie klucza, odpowiedniego do wstępnego dokręcenia śrub i którym możnaby tylko uzyskać dobre osadzenie nakrętki.

Bardziej praktyczną metodę podaje Salingrè. Układamy (rys. 14) następujący nomogram. Na osi lewej odmierzamy naprężenia w kg/mm^2, na prawej zaś długości śrub. Na osi środkowej odmierzone są wydłużenia w taki sposób, że przez połączenie prostą dowolnego naprężenia z długością rozciąganą śruby odcinamy na tej osi odpowiednie Δl. Np.: dla 1500 kg/mm^2 i 146 *mm* wynosi Δl — 0,1 *mm*. Monter wie więc, że śrubę tej długości powinien dopóty dokręcać, dopóki ona się nie wydłuży o 0,1 *mm*. Śrubę mierzymy suwmiarką wkładając między suwmiarkę a jeden z końców śruby blaszkę o gru-

bości 0,1 *mm* i tak nastawiona suwmiarka służy nam jako sprawdzian wczasie dokręcania nakrętki.

Na podstawie pomiaru temperatur rzeczywiście panujących w różnych częściach połączenia możemy obliczyć naprężenia, jakie się w nich pojawią w czasie rozruchu.



Rys. 14
Nomogram do obliczenia wstępnego natężenia śrub.

Jeżeli będziemy uważać kołnierze i rurę, jak to się często w rachunkach wytrzymałościowych zakłada, za sztywne, zadanie nasze staje się stosunkowo proste i szybko prowadzi do rezultatu. Odkształceniami sprężystemi, które kompensują różnice odkształceń cieplnych będą wówczas wyłącznie wydłużenia śrub i ściśnięcie szczeliwa, obydwa w granicach sprężystości, czyli według prawa Hook'a

$$l = \pm \frac{P \cdot l}{E \cdot f} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Odkształcenia całkowite, sprężyste i cieplne wynoszą więc w czasie ruchu:

a) szczeliwa

$$\Delta l_0 = \beta l_1 \, t_1 - \frac{P_1 - P_v}{E \, f_1} . \, l \quad \ldots \quad (2)$$

b) śrub

$$\Delta l_2 = \beta l_2 \, t_6 - \frac{P_2 - P_v}{E f_2} \quad \ldots \quad (3)$$

c) kołnierzy

$$\Delta l_0 = \beta l_0 \, t_1 + l_0 \cdot \beta \cdot \frac{t_3 + t_7}{2} \quad \ldots \quad (4)$$

gdzie β jest spółczynnikiem rozszerzalności tworzywa metalowego, z którego wykonano części połączenia.

Naprężenia wywołane wydłużeniami cieplnemi są kompensowane przez odkształcenia sprężyste powstałe ze wzrostu obciążenia wstępnego P_v na obciążenie P_1 i P_2 w czasie ruchu. Z warunków konstrukcyjnych wynika, że

$$\Delta l_2 = \Delta l_0 + \Delta l_1 \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

Na śruby działa siła ciśnienia pary P_d i nacisk szczeliwa P_1:

$$P_2 = P_1 + P_d \quad \ldots\ldots \quad (6)$$

Z powyższych równań otrzymujemy:

$$P_1 = P_v - P_d \cdot \frac{l_2 / f_2}{l_1/f_1 + l_2/f_2} +$$

$$+ \beta E \frac{l_1 t_1 + l_0 (t_1 + {}^1/_2 \, t_3 + {}^1/_2 \, t_7) - l_2 t_6}{l_1/f_1 + l_2/f_2} \quad . \quad (7)$$

$$P_2 = P_v + P_d \frac{l_1 / f_1}{l_1/f_1 + l_2/f_2} +$$

$$+ \beta E \frac{l_1 t_1 + l_0 (t_1 + {}^1/_2 \, t_3 + {}^1/_2 \, t_7) - l_2 t_6}{l_1/f_1 + l_2/f_2} \quad . \quad (8)$$

Wyrażenie

$$P_w = \beta E \frac{l_1 t_1 + l_0 (t_1 + {}^1/_2 \, t_1 + {}^1/_2 \, t_7) - l_2 t_6}{l_1/f_1 + l_2/f_2} \quad . \quad (9)$$

jest dla śrub i szczeliwa jednakowe i daje nam wielkość obciążenia ich wskutek wydłużeń cieplnych. Pozornie wydaje się celowem, dla zmniejszenia P, zastosowanie dłuższych śrub, gdyż zwiększenie l_2 zarówno zmniejsza licznik jak i powiększa mianownik. Należy pamiętać jednak, że zwiększając l_2 powiększamy również l_1 lub l_0 i osłabiamy w ten sposób wpływ l_2. Pozatem przy bardzo długich śrubach zachodzi obawa, że będą się one o wiele wolniej nagrzewać, gdyż ciepło ma dłuższą drogę do przebycia, może się więc zdarzyć, że wyrażenie $l_2 \, t_6$ mimo wzrostu l_2 zmaleje. Z wyrażenia na P_w widać, że na wielkość sił można wpływać przez odpowiedni dobór przekrojów f_1 i f_2; jeszcze bardziej staje się to widoczne jeśli obliczymy naprężenia.

$$\sigma_1 = \frac{P_v}{f_1} - P_d \frac{l_2}{l_1 f_2 + l_2 f_1} +$$

$$+ \beta E \frac{l_1 t_1 + l_0 (t_1 + {}^1/_2 \, t_3 + {}^1/_2 \, t_7) - l_2 t_6}{l_1 + l_2 \, f_1/f_2} \quad . \quad (10)$$

$$\sigma_2 = \frac{P_v}{f'_2} + P_d \frac{l_1}{l_1 f_2 + l_2 f_1/f_2 f'_2} +$$

$$+ \beta E \frac{l_1 t_1 + l_0 (t_1 + {}^1/_2\, t_3 + {}^1/_2\, t_7) - l_2 t_6}{l_1 f'_2/f_1 + l_2 f'_2/f_2} \quad . \quad (11)$$

Naprężenie w śrubach obliczone jest dla przekroju f'_2 (podtoczenie śruby). Przy obliczeniu wydłużenia, podtoczenia nie uwzględniamy, gdyż jest ono na b. małej długości i obliczamy je dla przekroju śruby f_2. Ponieważ f_2 jest większe od f'_2 z powyższych wyrażeń na σ_1 i σ_2 widzimy, że zarówno obciążenie szczeliwa jak i śrub wypada większe niż przy zastosowaniu śrub obtoczonych na średnicę rdzenia.

Poniżej podajemy wyniki obliczeń na podstawie otrzymanych wzorów dla śrub obtoczonych i nieobtoczonych, dla największych w czasie rozruchu różnic temperatur. (Rys. 6).

	Siła *kg*	Naprężenie *kg/cm²*	Siła *kg*	Naprężenie *kg/cm²*
a) Połączenie nieizolowane: $t_1 = 229^0$, $t_3 = 117$, $t_7 = 148^0$, $t_6 = 83^0$C				
Śruba nieobtoczona	218.900	4.050, 2.840 [1])	196.500	2.440
Śruba obtoczona na ∅ rdzenia	165.200	3.060	142.800	1.770
b) Połączenie izolowane: $t_1 = 241^0$, $t_3 = 151^0$, $t_7 = 171^0$, $t_6 = 135^0$C				
Śruba nieobtoczona	159.600	2.950, 2.070	137.200	1.700
Śruba obtoczona	123.100	2.280	100.700	1.250

Uwzględnienie sprężystości kołnierzy.

Jest oczywistem, że główną rolę odgrywa tu ugięcie kołnierzy. Miejscowe odkształcenia pod nakrętkami oraz ściśnięcie kołnierzy nie mają zbyt wielkiego znaczenia.

Jeśli przyjmiemy, że siły śrub rozłożone są na kole podziałowem śrub w sposób ciągły, odpowiada obciążenie kołnierza — płycie okrągłej, obciążonej symetrycznie i można ugięcie kołnierza obliczyć na podstawie teorji zginania takiej płyty. Dla zewnętrznej części kołnierza (nazewnątrz koła podziałowego śrub) obowiązuje w zasadzie inne równanie różniczkowe niż dla wewnętrznej, gdyż w zewnętrznej nie mamy sił tnących. Zgadzając się zgóry na pewną nieścisłość, możemy sobie rachunek uprościć, przenosząc siły śrub na obwód zewnętrzny i zmniejszając je tak, aby zachować ten sam moment gnący. Siły śrub zmniejszą się więc

$$\frac{P_2}{P_2} = \frac{r_1 - r_a}{r_a - r_i} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

i w ten sposób otrzymamy jedno równanie dla całej płyty —

$$x^2 - \frac{d^2\varphi}{d_x^2} + x \frac{d\varphi}{d_x} - \varphi + Q_x = 0 \quad . \quad (13)$$

Dla uproszczenia wprowadziliśmy wyraz Q —

$$Q = \frac{6\,(m^2 - 1)}{\pi\, m^2\, E\, l^3_0} \cdot \frac{r_l - r_l}{r_a - r_l} P_2 \quad . \quad . \quad (14)$$

m — spółczynnik spręż. poprzecznej.

Rozwiązanie tego równania jest następujące:

$$\varphi = Bx + \frac{C}{x} - \frac{Q}{2} x \ln x \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Ponieważ $\varphi = -\frac{dy}{dx}$ daje nam dalsze całkowanie

$$y = \frac{Q}{8} x^2 (2 \ln x - 1) - B \frac{x^2}{2} - C \ln x + D) \quad (16)$$

Układ spółrzędnych obrano tak, że jedna płaszczyzna przechodzi pośrodku grubości kołnierza; stąd pierwszy warunek graniczny:

$x = r_l$; $y = 0$ co daje:

$$\frac{Q}{8} r_i^2 (2 \ln r_i - 1) - B \frac{r_i^2}{2} - C \ln r_i + D = 0 \quad (17)$$

Ponieważ na zewnętznej powierzchni muszą

---

[1]) Druga wartość odnosi się do pełnego przekroju śruby.

zniknąć naprężenia w kierunku promieniowym, t. zn. dla $x = r_a$; $\sigma_r = 0$: otrzymujemy z równania na te naprężenia: (z — odległość od płaszczyzny obojętnej)

$$\sigma_r = \frac{mEz}{m^2 - 1}\left(m \cdot \frac{d\varphi}{dx} + \frac{\varphi}{x}\right) \quad . \; . \; . \quad (18)$$

$$B(m+1) - \frac{C}{r^2_a}(m-1) - \frac{Q}{2} ln r_a (m+1) -$$

$$- \frac{mQ}{2} = 0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (19)$$

Trzeci warunek graniczny jest zależny od sposobu osadzenia kołnierzy na rurze. W naszym wypadku kołnierz jest naśrubowany i przypawany i, jeśli rura jest dość sztywna w stosunku do momentu wywołanego przez śruby, można kołnierz uważać za zamocowany sztywno na rurze. Jest to oczywiście wypadek krańcowy, który w rzeczywistości całkowicie nigdy nie zachodzi, dla ominięcia jednak licznych równań odkształcenia rury, musimy go przyjąć. Kontrolę tego założenia otrzymujemy rozpatrując drugi wypadek graniczny a mianowicie, że kołnierz jest osadzony luźno.

Dla pierwszego założenia $x = r_i$; $\varphi = 0$ otrzymamy:

$$B r_i + \frac{C}{r_i} - \frac{Q}{2} r_i \,.\, ln r_i = 0 \quad . \; . \; . \quad (20a)$$

Drugie jest spełnione, jeśli naprężenie w kierunku promieniowym na wewnętrznej średnicy kołnierza = 0. Analogicznie do równania 19 otrzymujemy:

$$B(m+1) - \frac{C}{r_i^2}(m-1) - \frac{Q}{2} ln r_i (m+1) -$$

$$- m \frac{Q}{2} = 0 \quad . \; . \; . \; . \quad (20b)$$

Z powyższego otrzymujemy, iż strzałka ugięcia na średnicy podziałowej śrub wynosi:

a) Kołnierz zamocowany sztywno na średnicy wewnętrznej:

$$f = \frac{Q}{4}(r_l^2 ln r_l - r_i^2 ln r_i) - \frac{Q}{8}(r_l^2 - r_i^2) -$$

$$- \frac{Q(m-1) r_i^2 ln r_i + (m+1) r_a^2 ln r_a + m r_a^2 (r_l^2 - r_i^2) -}{4 \qquad (m+1) r_a^2 + m - 1) r_i^2}$$

$$- \frac{Q}{2} \frac{r_a^2 r_i^2 (m+1) ln\, r_i/r_a - m}{(m+1) r_a^2 + (m-1) r_i^2} ln \frac{r_l}{r_i} \quad (21a)$$

b) Kołnierz luźny

$$f = \frac{Q}{4}(r_l^2 ln r_l - r_i^2 ln r_i) - \frac{Q}{8}(r_l^2 - r_i^2) -$$

$$- \frac{Q}{2} \frac{(m+1) r_a^2 \cdot r_i^2}{(m-1) r_a^2 - r_i^2} ln \frac{r_a}{r_i} \; ln \frac{r_l}{r_i} -$$

$$- \frac{Q}{4} \frac{(m+1)(r_a^2 ln r_a - r_i^2 ln r_i) + m(r_a^2 - r_i^2}{(m+1)(r_a^2 - r_i^2)} (r_l^2 - r_i^2) \quad (21b)$$

Strzałkę ugięcia trzeba wstawić do równania 5 podwojoną, jest ona proporcjonalna do P_2 i odwrotnie proporcjonalna do l_0^3. Do równań 5 — 8 najlepiej jest wstawić ją w formie

$$f = \frac{c P_2}{E l_0^3} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (22)$$

Również i tu uwzględniamy tylko część ugięcia, wskutek wzrostu sił z obciążenia wstępnego P_v na obciążenie w czasie ruchu.

Całkowite odkształcenie kołnierzy będzie w obecnym wypadku mniejsze o wielkość ugięcia.

$$\Delta l_0 = \beta l_0 (t_1 + {}^1/_2 t_3 + {}^1/_2 t_7) -$$

$$- \frac{2c(P_2 - P_v)}{E l_0^3} \quad . \; . \; . \; . \quad (23)$$

Równaniom 7 — 11 odpowiadają teraz równania:

$$P_1 = P_v - P_d \frac{l_2/f_2 + 2c/l_0^3}{l_1/f_1 + l_2/f_2 + 2c/l_0^3} +$$

$$+ \beta E \frac{l_1 t_1 + l_0 (t_1 + {}^1/_2 t_3 + {}^1/_2 t_7) - l_2 t_6}{l_1/f_1 + l_2/f_2 + 2c/l_0^3} \quad (24)$$

$$P_2 = P_v + P_d \frac{l_1/f_1}{l_1/f_1 + l_2/f_2 \, 2c/l_0^3} +$$

$$+ \beta E \frac{l_1 t_1 + l_0 (t_1 + {}^1/_2 t_3 + {}^1/_2 t_7) - l_2 t_6}{l_1/f_1 + l_2/f_2 + 2c/l_0^3} \quad . \quad (25)$$

$$\sigma_1 = \frac{P_v}{f_1} - \frac{P_d}{f_1} \frac{l_2/f_2 + 2c/l_0^3}{l/f_1 + l_2/f_2 + 2c/l_0^3} +$$

$$+ \beta E \frac{1}{f_1} \cdot \frac{l_1 t_1 + l_0 (t_1 + \frac{1}{2} t_3 + \frac{1}{2} t_7) - l_2 t_6}{l_1/f_1 + l_2/f_2 + 2c/l_0^3} \quad (26)$$

$$\sigma_2 = \frac{P_v}{f_2} + \frac{P_d}{f_2} \frac{l_1/f_1}{l_1/f_1 + l_2/f_2 + 2c/l_0^3} +$$

$$+ \beta E \frac{1}{f_2} \cdot \frac{l_1 t_1 + l_0 (t_1 + \frac{1}{2} t_3 + \frac{1}{2} t_7) - l_2 t_6}{l_1/f_1 + l_2/f_2 + 2c/l_0^3} \quad (27)$$

Z równań 24 — 27 otrzymujemy następujące wyniki cyfrowe:

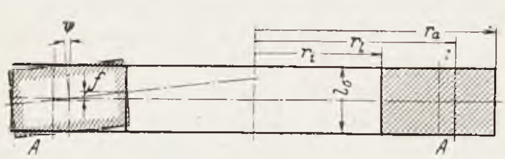
	Śruby		Szczeliwo	
	Siła kg	Naprężenie kg/cm^2	Siła kg	Naprężenie kg/cm^2
a) Połączenie nieizolowane, śruby obtoczone. $t_1 = 229^0$, $t_3 = 117^0$ $t_7 = 148$ $t_6 = 83^0 C$.				
Kołnierz zamocowany na rurze	113.600	2100	91.200	1130
„ luźny	50130	930	27.730	345
b) Połączenie izolowane, śruby obtoczone: $t_1 = 241^0$ $t_3 = 151^0$ $t_7 = 171^0$ $t_6 = 135^0$.				
Kołnierz zamocowany	88.000	1630	65.600	815
„ luźny	44.850	830	22450	280

Porównując powyższe wyniki z wynikami z poprzedniego rozdziału, widzimy, że zakładając kołnierz całkowicie sztywnym, otrzymujemy za duże wartości sił i naprężeń. Poprzednie obliczenie ma jednak tą zaletę, iż wskazuje jak pomocnym środkiem w opanowaniu naprężeń, wywołanych niejednakowo szybkiem nagrzewaniem się, jest elastyczność kołnierzy. Bezwątpienia mieliśmy tak mało kłopotu z nisko i średnioprężnemi połączeniami z powodu mniejszej grubości kołnierzy, które są przez to bardziej elastyczne.

Przybliżona metoda obliczenia kołnierza.

Obliczenie kołnierza na podstawie teorji płyt okrągłych połączone jest ze znaczną pracą. Dla kołnierza luźnego możemy ją sobie znacznie zmniejszyć stosując metodę obliczawytrzymałości płyt płaskich Bach'a.

Krajemy kołnierz (rys. 15) na dwie części wzdłuż średnicy i punkty przyczepienia



Rys. 15

sił śrub i ich reakcyj przenosimy do środka ciężkości łuku podziałowego śrub, lub łuku wewnętrznego kołnierza, po obu stronach płaszczyzny krającej. W ten sposób powstaje moment gnący:

$$M = \frac{P_2}{2}\, 0{,}6366\, (r_l - r_i) \tag{28}$$

który w obydwuch przekrojach $A - A$ wywołuje naprężenia:

$$\sigma = \frac{M}{W}\; 0{,}9549\, \frac{r_l - r_i}{r_a - r_i}\, \frac{P_2}{l_0^2} \tag{29}$$

wskaźnik wytrzymałości.

$$W = 2\,(r_a - r_i)\, \frac{l_0^2}{6} \tag{30}$$

Odkształcenia nie mogą się uformować jak w belkach prostych. Natężone włókna odkształcają się wskutek kształtu pierścieniowego w kierunku promieniowym, przez co przekrój ulega skręceniu. Na kole podziałowem śrub wynosi kąt tego skręcenia:

$$\Psi = \frac{\varepsilon \,.\, r_l}{l_0/2} = \frac{2\,\sigma_1}{E\, l_0} =$$

$$= 1{,}9098\; r_l\, \frac{r_l - r_i}{r_a - r_i} \,.\, \frac{P_2}{E\, l_0^3} \tag{31}$$

i stąd strzałka ugięcia f na kole podziałowem:

$$f = \Psi \,.\, (r_l - r_i) = 1{,}9098\; r_l\, \frac{(r_l - r_i)^2}{r_a - r_i} \,.$$

$$.\, \frac{P_2}{E\, l_0^3} \tag{32}$$

Tak obliczona strzałka jest o około 50% większa od obliczonej na podstawie ścisłej teorji. Przyczyna rozbieżności wyników jest następująca. Założenie, że naprężenia rozkładają się równomiernie w kierunku promieniowym jest nieścisłe, gdyż siły tnące w przekrojach cylindrycznych (obliczone na jednostkę obwodu) muszą do wewnątrz wzrastać i kąt Ψ (równanie 31) będzie tem mniejszy, im bardziej do wewnątrz będzie obliczany. Można fakt ten w prosty sposób uwzględnić, zachowując poprzednie założenie. Kąt Ψ jest wtedy proporcjonalny do promienia X

$$\Psi = 1.9098\, \frac{r_l - r_i}{r_a - r_i} \,.\, \frac{P_2}{E\, l_0^3} \cdot X \quad . \quad . \tag{33}$$

ugięcie f otrzymamy przez scałkowanie dx w granicach $r_l < x < r_l$

$$f = 1{,}9098\ \frac{r_l - r_a}{r_a - r_l} \cdot \frac{P_2}{E l_0^3} \int_{r_l}^{r_l} x dx =$$

$$= 1{,}9098\ \frac{r_l - r_l}{r_a - r_l} \quad \frac{P_2}{E l_0^3} \ \frac{r_l^2 - r_l^2}{2} \ . \qquad (34)$$

Na podstawie doświadczeń w ruchu i teoretycznych rozważań dochodzimy więc do następujących wniosków:

1. Do połączeń na parę wysokoprzegrzaną nadają się tylko pierścienie uszczelniające o przekroju prostokątnym. Pierścienie o przekroju trapezowym nie nadają się zupełnie.

2. W sztywnych kołnierzach występują przy nagrzewaniu naprężenia, które mogą być większe od wywołanych przez ciśnienie pary i naprężenia wstępne. Przy ostrożnem nagrzewaniu przewodów można te naprężenia utrzymać w granicach bezpiecznych, o ile kołnierze są możliwie elastyczne.

3. Elastyczność kołnierzy zapewniamy: a) nadając im taką grubość, jaka jest tylko niezbędna ze względu na wytrzymałość. b) Umożliwiając kołnierzom swobodne przeginanie się; osiągamy to używając kołnierzy luźnych.

4. Wykonywać należy śruby obtoczone na średnicę rdzenia na całej nienagwintowanej ich części.

5. Połączenie winno być dobrze izolowane od strat cieplnych.

6. Należy zwrócić baczną uwagę, aby konstrukcja sprzyjała szybkiemu nagrzewaniu się śrub.

7. Najracjonalniejszem byłoby postępowanie następujące: projektować połączenie w każdym poszczególnym wypadku, biorąc pod uwagę następujące dane:

a) Prężność i temperaturę przegrzania pary,

b) czas rozruchu i, znaleziony drogą bezpośrednich pomiarów, rozkład temperatur, panujących w połączeniu podczas rozruchu.

Mając te dane, możemy sposobem przezemnie podanym przeliczyć najwyższe naprężenia, mogące wystąpić w czasie rozruchu w przekrojach różnych elementów zaprojektowanego połączenia.

8. Tą drogą, jedynie, możemy dojść w każdym poszczególnym wypadku, dla danych warunków pracy, do racjonalnie pracującego połączenia.

Połączenie tak zaprojektowane spełniać będzie swoje zadanie dotąd, dopóki warunki pracy nie ulegną zmianie.

9. Nie posiadamy dotąd dla pary wysokoprężnej i wysokoprzegrzanej zadawalającego rozwiązania konstrukcyjnego połączeń rur parowych.

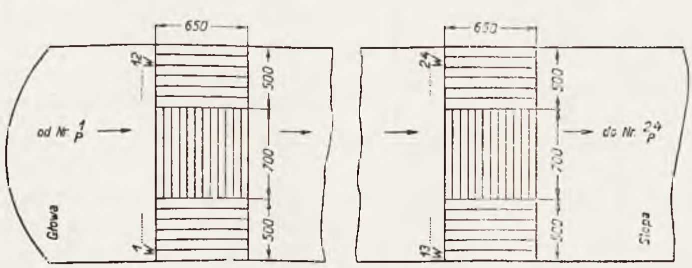
Idealnem rozwiązaniem byłoby proste spawanie ze sobą rur parowych, obecnie jednak, przy niemożności ocenienia zupełnej prawidłowości wykonania spawu, byłoby to zbyt ryzykowne.

Dr. Inż. STANISŁAW JAMRÓZ.

ZAGADNIENIE DOPUSZCZALNYCH NAPRĘŻEŃ DLA BLACH KOTŁOWYCH Z UWZGLĘDNIENIEM WPŁYWU TEMPERATURY.

Por. *Technika Cieplna*, str. 130, 1933 r.).

Rys. 13 przedstawia wykreślnie uzyskane wyniki badań, dla obydwu blach i czterech sposobów pobrania próbki. Oprócz tego wykreślono średnią wartość granicy płynności 0,2% dla całej blachy (grubsza linja na wykresie).



Rys. 10

Na podstawie powyższych wyników badań i obcych można przyjąć, że granica płynności przy 0,2% zachowuje praktycznie stałą wartość do 200⁰ poczem dopiero ulega znacznemu spadkowi.

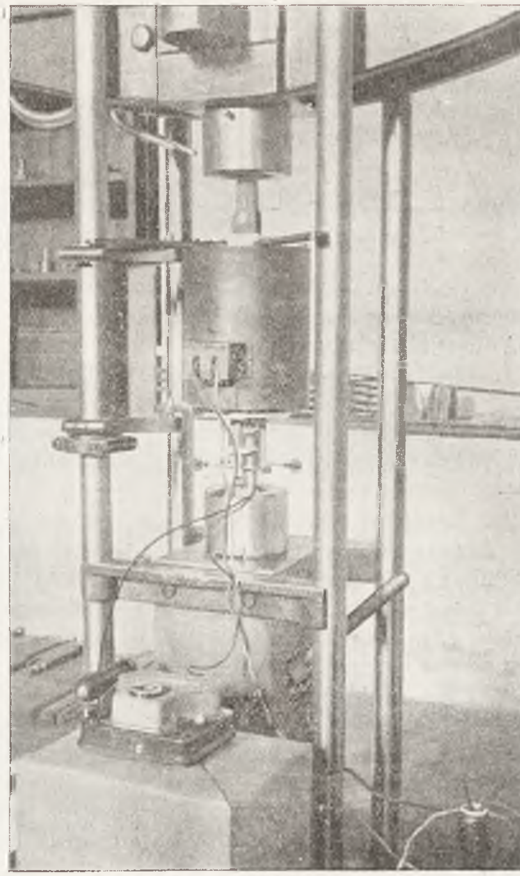
Porównanie otrzymanych bezwzględnych wartości granicy płynności dla poszczególnych blach kotłowych z wynikami badań niemieckich przedstawia tablica 1.

Powyższe wartości są obliczone jako średnie dla każdej blachy. Najmniejsze różnice między poszczególnemi wynikami uzyskano przy 20⁰, wpływ bowiem warunków badania przy tej temperaturze jest stosunkowo najmniejszy. Przy 200⁰ najwyższe wyniki dla kategorji I dają badania M. S. D., potem następuje Urbańczyk, najniższe — Körber i Pomp, chociaż dla II kategorji jeden wynik wyskakuje powyżej wyników M. S. D. i Urbańczyka.

Przy 300⁰ i 400⁰ najwyższe wyniki uzyskuje Urbańczyk, zaś wyniki M. S. D. są dla kategorji I najniższe.

Daje się to wytłomaczyć różnicą czasu trwania obciążenia, badania Urbańczyka bowiem nie uwzględniają wpływu czasu obciążenia na wyniki pomiarów. Przy badaniach M. S. D. czas trwania obciążenia wynosił 10 minut, przy użyciu krótkiego okresu czasu (10 sek.) do odczytów wynikały wnioski, z których nie można było korzystać.

Badania Fischera - Ehmckego (Kruppsche Monatshefte 1929, str. 209), podające wartości zaokrąglone, jako rzekomo wartości średnie, są mało wiarogodne wobec nieokreślenia warunków badania i wpisania do tablic wartości,



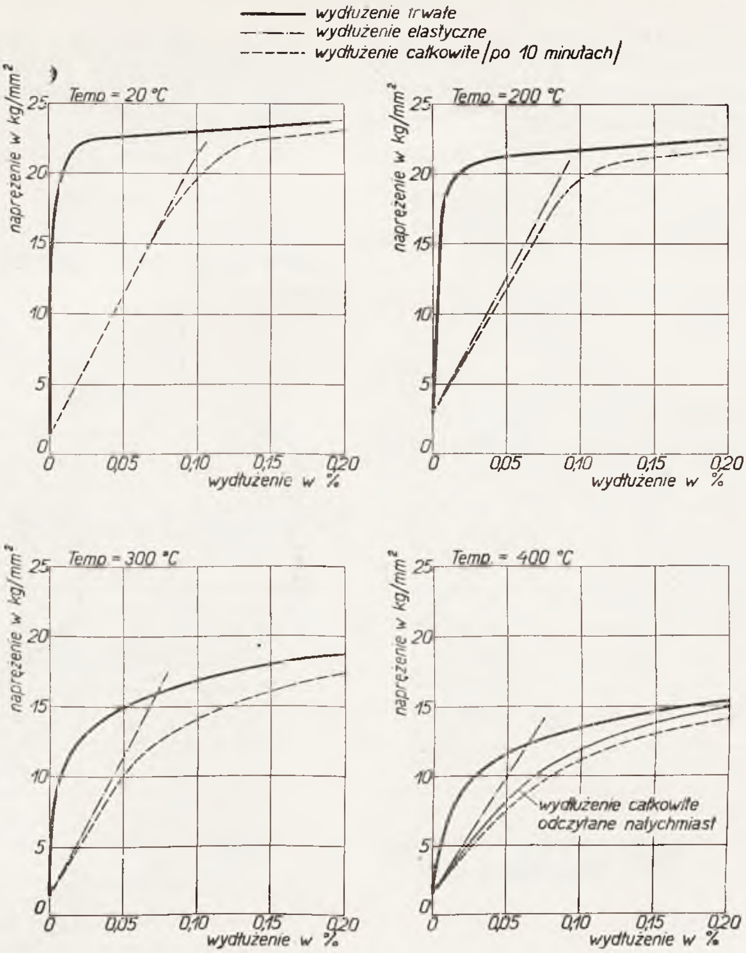
Rys. 11

T A B L I C A 1.

	I. Kategorja (*K*) (35 — 44)						II. Kategorja (*D*) (41 — 50)					
	20⁰	100⁰	200⁰	300⁰	400⁰	500⁰	20⁰	100⁰	200⁰	300⁰	400⁰	500⁰
	19,6	17,1	15,8	11,7	11,7	7,4	25,7	23,6	25,2	15,2	14,8	10,1
Körber i Pomp 1927.	21,0	21,4	18,5	12,9	13,2	8,2	20,8	20,4	20,2	12,3	12,0	8,5
	17,3	17,5	16,4	11,8	12,0	7,6	—	—	—	—	—	—
	20,9	—	—	12,1	11,6	8,8	21,6	—	—	14,3	13,0	9,8
Körber i Pomp 1930.	19,4	—	—	12,9	11,5	8,6	20,0	—	—	14,6	12,7	11,0
	22,1	—	—	12,9	11,4	9,3	21,7	—	—	15,3	14,6	10,6
Urbańczyk 1927.	19,7	17,8	18,6	16,0	12,4	9,3	25,0	24,7	24,0	20,9	16,0	11,7
M. S. D. 1931 — 32.	19,8	20,2	19,5	13,8	11,2	—	23,4	24,0	22,7	18,7	15,4	—

które nie mają żadnego uzasadnienia (przyjęto zmniejszenie gr. płynności $\frac{1}{2}$ *kg/mm*² na każde 10⁰ wzrostu temperatury).

Wyżej przedstawione pomiary miały służyć do określenia pewnych wartości naprężeń, które mają być przyjęte za obliczeniową granicę płynności, analogiczną do obliczeniowej wytrzymałości na rozciąganie.



Rys. 12

Autorowie niemieccy schodzą dość nisko z propozycjami obliczeniowej granicy płynności i podawane wartości nie odpowiadają wartościom rzeczywistym, są przyjęciami już z pewnym, zupełnie niepotrzebnym spółczynnikiem pewności, wobec istnienia przecież właściwego spółczynnika pewności.

Propozycja M. S. D. oparła się na założeniu, że do 200° wpływ temperatury na granicę płynności jest stosunkowo nieznaczny, tak że można przyjąć pewną jej stałą wartość: i tak dla kategorji (K) przyjęto 18 kg/mm^2, dla kategorji (D) — 21 kg/mm^2.

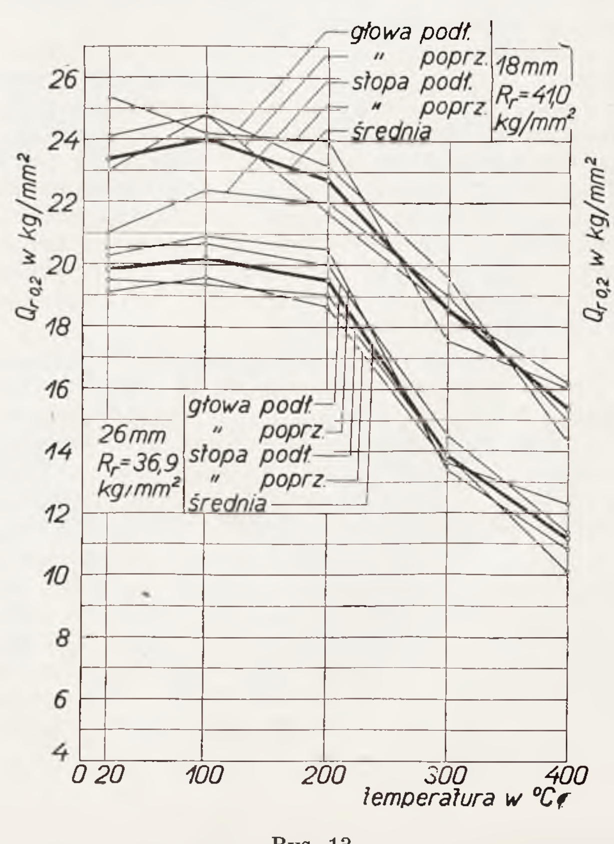
Przyjęcie stosunkowo niskich wartości granicy płynności dla zakresu od 20° — 200° mimo uzyskania faktycznie wyższych wartości, daje dla obu kategoryj zachowanie praktycznie tych samych naprężeń dopuszczalnych wychodząc czy to z wytrzymałości na rozciąganie, czy też z granicy płynności.

Ułatwiło to również dobranie właściwszego przebiegu spadku granicy płynności do 400°. Przebieg ten uzyskano przez przyjęcie przy 400° dla kateg. (K) 11 kg/mm^2, dla kateg. (D) — 14 kg/mm^2 i połączenie tych punktów linją prostą z punktami 18 i 21 kg/mm^2 przy 200°.

Otrzymane linje proste wyrażone są równaniami:

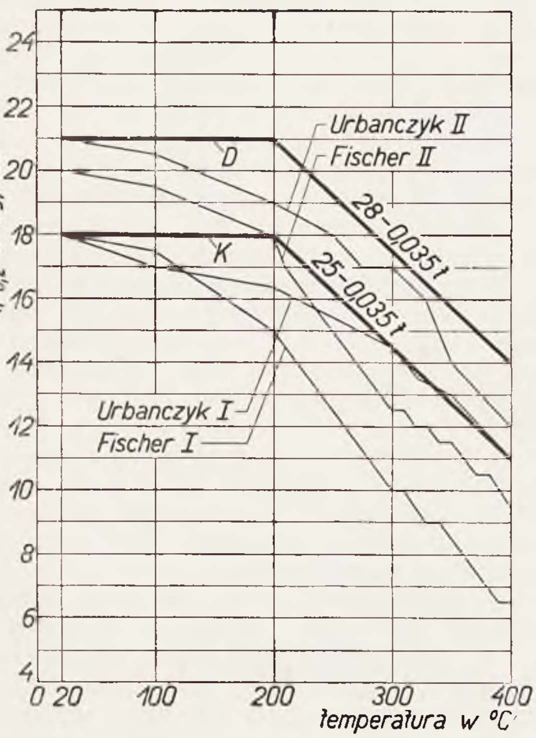
dla kategorji (K): $Y_K = 25 - 0{,}035\ t$;

„ „ (D): $Y_D = 28 - 0{,}035\ t$;



Rys. 13

Rys. 14 przedstawia wykreślnie propozycję M. S. D. obliczeniowej gr. płynności, gdzie zostały równocześnie wkreślone do porównania propozycje Urbańczyka i Fischera dla tych kategoryj blach kotłowych.



Rys. 14

Propozycja powyższa została przyjęta jednomyślnie na posiedzeniu Komisji Kotłowej w dniu 1 sierpnia 1931 r.

Górną granicę temperatur dla obliczeniowej granicy płynności przyjęto 400°, gdyż na podstawie własnych badań wytrzymałości trwałej wynika, że do tej tylko temperatury można uważać gr. płynności oznaczoną przy 10 minutach czasu trwania obciążenia za praktyczne przybliżenie trwałej granicy płynności. Powyżej tej granicy występują zjawiska trwałego płynięcia tak znacznie, że tylko przez ich uwzględnienie można dojść do ustalenia obliczeniowych naprężeń.

Ponieważ ustalenie z poszczególnych pomiarów wartości wytrzymałości trwałej jest dość trudne, a nie każdemu konstruktorowi jest dostępna rozrzucona dotycząca tej sprawy literatura, której interpretacja jest zresztą uciążliwa, M. S. D. zaproponowała tymczasowe wartości obliczeniowej wytrzymałości trwałej.

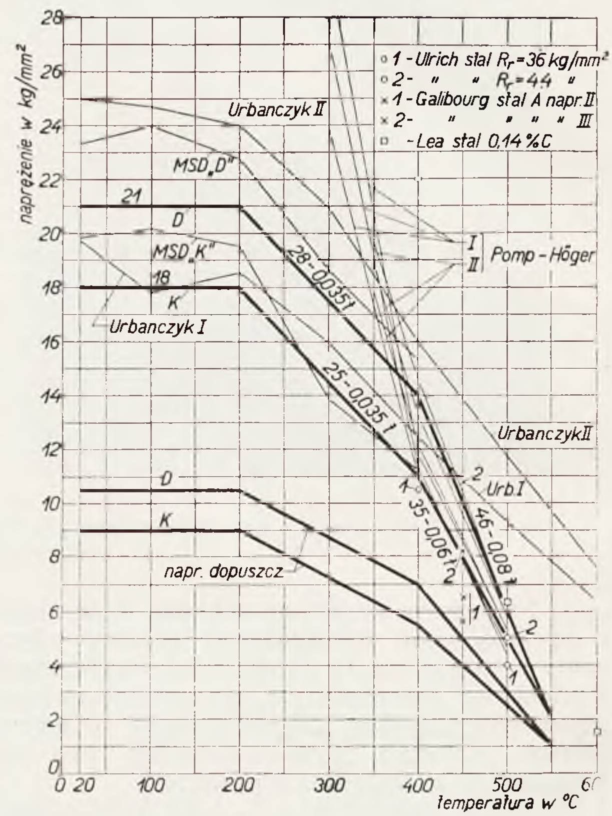
Na rys. 15 przedstawiono zestawienie przebiegu gr. płynności od 20° — 600° dla obydwu kategoryj blach kotłowych (*K* i *D*) na podstawie badań M. S. D i badań Urbańczyka, oraz wytrzymałości trwałej wg. badań Pompa i Högera dla zakresu 300° — 500° i niezależnie od tego wpisano wartości z pomiarów Galibourga i Lea.

Do określenia równań linij prostych, przedstawiających obliczeniową wytrzymałość trwałą, przyjęto następujące wartości wytrzymałości trwałej:

	przy 400°	500°	550°
K	11,0	5,0	2,0 kg/mm^2
D	14,0	6,0	2,0 kg/mm^2

Otrzymano dwie proste o następująch równaniach:

$$(K) \quad Y_K = 35 - 0{,}06\, t;$$
$$(D) \quad Y_D = 46 - 0{,}08\, t;$$



Rys. 15

Obydwie proste przecinają oś odciętych w okolicy 580°, przyjęcie jednak temperatury 550° nie będzie zbyt daleko posuniętą ostrożnością, zważywszy, że w rzeczywistości wytrzymałość trwała blach kotłowych zdąża prawdopodobnie asymptotycznie do zera, przybierając jednak już przy 600° wartości nie mające praktycznego znaczenia.

Na rys. 15 zostały też wkreślone wartości naprężeń dopuszczalnych, ustalone z obliczeniowej granicy płynności i wytrzymałości trwałej, przez wprowadzenie spółczynnika pewności.

Spółczynnik ten wg. polskich przepisów kotłowych wynosi 4 w stosunku do wytrzymałości na rozciąganie, a w stosunku do granicy płynności 2.

Również w stosunku do wytrzymałości trwałej zastosowała M. S. D. spółczynnik pewności 2. Wiąże się to logicznie, gdyż wytrzymałość trwała przejmuje rolę granicy płynności powyżej 400°.

Charakterystyczny przebieg zaproponowanych naprężeń dopuszczalnych został przedstawiony równaniami parabol drugiego rzędu:

dla kategorji (*K*)

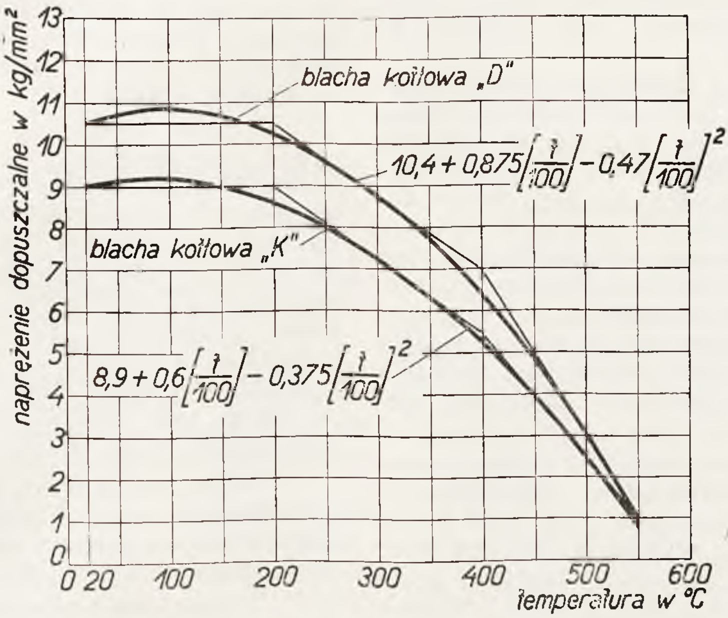
$$K = 8{,}9 + 0{,}6\left(\frac{t}{100}\right) - 0{,}375\left(\frac{t}{100}\right)^2;$$

dla kategorji (*D*)

$$K = 10{,}4 + 0{,}875\left(\frac{t}{100}\right) - 0\ 47\left(\frac{t}{100}\right)^2;$$

Przyjęta temperatura (*t*) winna odpowiadać temperaturze blachy kotłowej w praktycznych warunkach ruchowych, określonej przepisami kotłowemi.

Obydwie krzywe zostały wykreślone na rys. 16 i jak widać spełniają one naogół bardzo dobrze wartości wypośrodkowane dopuszczalnych naprężeń.



Rys. 16

Powyższa praca wykazała niezbicie, z jaką ostrożnością należy przyjmować wyniki badań, podawane nieraz w formie pewników, jeśli warunki pomiarowe nie są dokładnie opisane.

Ś. P. PROF. TADEUSZ FIEDLER.

Dnia 7 czerwca b. r. w Mościcach pod Tarnowem zmarł ś. p. Tadeusz Fiedler, emerytowany profesor Politechniki Lwowskiej,.

Ś. p. Tadeusz Fiedler urodził się w roku 1858 w Sanoku (Małopolska). W 1876 r. ukończył szkołę realną we Lwowie, poczem zapisał się na Wydział Chemiczny Politechniki Lwowskiej, lecz po dwu latach przeniósł się na Wydział Mechaniczny i w r. 1880 złożył t. zw. „II gi egzamin rządowy". Przez następne dwa lata jest asystentem przy katedrze technologji mechanicznej, poczem, dla poratowania nadwątlonego zdrowia wstępuje do austrjackiej marynarki wojennej, gdzie przebywa 8 lat. W roku 1892, wobec ustąpienia prof. Jana Nepomucena Frankego, inż. Tadeusz Fiedler zostaje (narazie tymczasowo) jego następcą na katedrze „mechaniki i teorji machin" i jak podaje drukowana w ówczesnym programie wykładów historja „c. k. Szkoły Politechnicznej" — daje „się poznać z gruntownego wyszkolenia i wszelkiego do nauk zamiłowania, jako bardzo utalentowany człowiek".

Dla uzupełnienia wiadomości teoretycznych wyjeżdża jeszcze na roczne studja ma-

tematyki do Berlina i ostatecznie w roku 1894 obejmuje „katedrę mechaniki i teorji machin“. Dziś wydaje się wprost nieprawdopodobnem, że dwa tak olbrzymie działy wiedzy obejmowała jedna katedra. Po wielu latach dopiero rozdzielono ją na 4 katedry i kilka docentur.

Wykład mechaniki, jedyny wówczas na Politechnice, przeznaczony był także dla studentów wydziałów inżynierji, oraz architektury; słuchali więc go wówczas wszyscy prawie dzisiejsi profesorowie tych trzech wydziałów.

Młody profesor był doskonałym praktykiem, gdyż okręt jest uniwersalnym laboratorjum maszynowem; pracuje po nocach, aby przygotować niełatwe dla praktyka wykłady z zakresu tej gałęzi wiedzy, która stanowi podstawę wszystkich poczynań inżyniera-mechanika. Świadom gwałtownego rozwoju techniki maszynowej zagranicą, rozszerza program swoich wykładów. W tym czasie bowiem rozwinęły się zagranicą bardzo silnie nowe działy, jak: chłodnictwo, technika skraplania gazów, spalanie przemysłowe, gazownictwo i t. d.

Prof. Fiedler, posiadając podstawy chemji wprowadził niezwłocznie działy te do wykładów o teorji maszyn. W r. 1898/9, dodaje ponadto osobny wykład o obsłudze, kontroli i konserwacji kotłów i maszyn parowych, który dopiero w r. 1918 przejęła inna katedra.

Wykład teorji machin obejmował oprócz termodynamiki teorję pomp i turbin wodnych, teorję motorów gazowych, teorję turbin parowych, oraz pomiary maszyn. Dopiero w latach 1908, 1912 i 1918 powstają trzy osobne katedry obok podstawowej, t.j. obok „katedry teorji maszyn cieplnych“. Wykład mechaniki również dopiero po 10 latach od chwili objęcia go przez prof. Fiedlera podzielony został na dwie katedry.

Przez długie lata miał prof. Fiedler tylko jednego asystenta, zrozumiałe więc jest, jak wielką pracę organizacyjną wykonał On ofiarnie przy rozbudowie wykładów o technice maszynowej na Politechnice Lwowskiej, tworząc naprawdę „szkołę“ o wysokim poziomie.

Równocześnie zajmuje stanowisko dziekana (1896/7), zostaje też członkiem Komisji II Egzaminu Rządowego. W tym to czasie prawdopodobnie pod wpływem osobistego zetknięcia się na Międzynarodowym Kongresie dla Badania Materjałów w Zurichu, z kierownikami laboratorjów wytrzymałości materjałów, oraz energetycznych — przystępuje do założenia we Lwowie podobnych instytutów. Instytuty takie nie były podówczas mile widziane na terenie Galicji przez centralizujący wszystko w Wiedniu rząd austrjacki, to też jako pierwszy instytut „Krajową Mechaniczną Stację Doświadczalną“ udało się założyć dopiero w latach 1898 — 1902. Stacja, której kierownictwo objął naturalnie prof. Fiedler i którą prowadził przez 25 lat, odrazu zyskała zaufanie sfer przemysłowych.

Następnym instytutem, który ś. p. prof. Fiedler w roku 1907 powołał do życia, było Laboratorjum Kalorymetryczne. Było ono właściwie zaczątkiem Laboratorjum Maszynowego.

Po wojnie przyczynił się ś. p. prof. Fiedler do tego, że potrzebę takiego laboratorjum wysunęła Politechnika Lwowska na pierwszy plan swoich żądań i ostatecznie wykończyła budowę w r. 1926.

Podczas wytężonej działalności naukowej i organizacyjnej, ś. p. prof. Fiedler był również bardzo czynny nazewnątrz. Był więc prezesem Towarzystwa Politechnicznego w roku 1899, redaktorem *Czasopisma Technicznego* w r. 1901, pracując stale w Wydziale od 1895 r. i przy rozbudowie Towarzystwa, które mianowało Go w roku 1905 swym członkiem honorowym. W tym roku zostaje również członkiem Rady Szkolnej Krajowej, w roku zaś 1902/3 rektorem Politechniki i powtórnie w r. 1911/12.

Można rzec śmiało, iż ś. p. prof. Fiedler był wówczas osią Wydziału Mechanicznego, oddziałowując przez swoją energję i na pozostałe katedry fachowe.

W tym czasie pisał dużo, zamilkł jednak na szereg lat po tragicznej śmierci Małżonki (1903 r.). Dopiero po wojnie zainteresował się aktualną wówczas gospodarką cieplną.

W roku 1932 ukazał się Jego podręcznik: „Teorja maszyn cieplnych“, do którego czcigodny autor wykonał sam wszystkie rysunki, „... aby książka była tania i każdy student mógł ją kupić i uczyć się z niej. Może ułatwię w ten sposób pracę memu następcy“. Jakże piękny gest profesora emeryta wobec swojej szkoły.

Prof. Fiedler był niezwykłym typem uczonego. Studjował stale do ostatniej chwili życia bieżącą literaturę zawodową i podawał zdobyte wiadomości we własnem, oryginalnem oświetleniu, opracowując mnóstwo drobnych szczegółów. Przez młodzież był bardzo lubiany dla swego serdecznego w stosunkach z nią obejścia i przystępności. Wykładał doskonale, przedstawiał nawet bardzo trudne zagadnienia tak prosto, że ich pozorna łatwość nieraz słuchaczów wprowadzała w błąd.

Ś. p. prof. Fiedler nie zasklepiał się w swojej specjalności, ale miał wiele innych ulubionych gałęzi wiedzy, któremi się interesował.

Poza temi umiłowaniami człowieka nauki, znajdował jednak czas, aby zająć się także sprawami społecznemi. Przez dłuższy czas zasiadał w Lwowskiej Radzie Miejskiej, a podczas wojny sprawował przez pewien okres

czasu obowiązki komisarza rządowego miasta Lwowa. Posiadał liczne obce odznaczenia, a w Polsce Komandorję orderu „Polonia Restituta".

Ale przedewszystkiem oddany był swej Uczelni i za to kochano Go i czczono powszechnie. Politechnika Lwowska, w uznaniu Jego zasług, dała Mu wszystko, co dać mogła, więc gdy jeszcze wykładał, obdarowała Go stopniem doktora *honoris causa*, a gdy postanowił ustąpić z katedry (w r. 1928), mianowała Go swym profesorem honorowym.

Odszedł cicho, nie życzył sobie przemówień, a napis na klepsydrze miał się zaczynać od słowa „Inżynier", bo godność tę zawodową cenił najwyżej.

Cześć Jego świetlanej pamięci!

KRONIKA TECHNICZNA

1. Nowy kocioł parowy „Velox" Zakładów Brown-Boveri.

W *Przeglądzie Technicznym* (sierpień 1933 r. str. 406) podany jest szczegółowy opis i wyniki doświadczeń nad nowym kotłem, wykonanym przez Zakłady Brown-Boveri w Badenie w Szwajcarji.

Cechami charakterystycznemi tego kotła, na płynne paliwo (prowadzone są badania nad opalaniem pyłem węglowym) są spalanie pod stałem ciśnieniem i ogromna szybkość spalin wzdłuż powierzchni ogrzewalnej, dochodząca do 200 m/sek.

Ma on wygląd kotła stojącego; sprężarka wirnikowa tłoczy potrzebne do spalania powietrze do komory paleniskowej, spaliny na swej drodze omywają rury grzejne, umieszczone trójkami w rurach wodnych a z przegrzewacza są prowadzone do turbiny gazowej podgrzewacza i do komina.

Kocioł ze skomplikowanym zespołem maszyn, które stanowią integralną część instalacji (6 jednostek, licząc silnik elektryczny i przekładnię zębatą), ma mieć regulację samoczynną, połączoną z zespołem maszyn. Ciśnienie pary, zmieniające się z obciążeniem przez specjalny regulator daje zmianę mocy silnika pomocniczego, a ten — zmianę liczby obrotów zespołu więc różne ilości i ciśnienia powietrza, paliwa i energji w spalinach do napędu turbiny gazowej.

Instalacja próbna, która pracuje od początku ubiegłego roku, o pojemności komory paleniskowej 1,05 m^3, pow. ogrzewalnej kotła 22,7 m^2, przegrzewacza 26,5 m^2 i podgrzewacza 66 m^2 dostarcza 11250 kg/h pary o 28 *atn* i 380°C—co odpowiada natężeniu pow. egrzewalnej kotła około 500 kg/m^2h. Pomiary miały wykazać sprawność całej instalacji około 90% mimo pochłanianej b. znacznej części energji cieplnej do napędu turbiny gazowej.

Dość złożony zespół maszynowy stanowiący zasadniczą część instalacji, uwzględniając jeszcze specjalne urządzenie regulacyjne, stanowi jednak element nasuwający obawy co do niezawodności ruchu, a ogromne szybkości spalin i wody, czynią koniecznem zabezpieczenie trwałości rur. Wreszcie turbina gązowa, pracująca w wysokich temperaturach spalin, stanowi czuły element konstrukcyjny.

Instalacja ta jednak stanowi bardzo śmiały i daleko idący pomysł, który wykazał poważne zalety.

2. Badanie stopnia zanieczyszczenia kondensatora

(*Die Wärme*, sierpień, Nr. 31, r. 1933).

Przeprowadzenie badań odbiorczych kondensatora i ustalenie wielkości gwarantowanych bywa dotąd jeszcze w wielu wypadkach prawie niemożliwe, ze względu na trudności powstające przy ustalaniu stopnia jego zanieczyszczenia. Do określenia bowiem sprawności kondensatora trzeba, oprócz szybkości i temperatury wody chłodzącej, znać jeszcze i stopień zanieczyszczenia rur. Szlam osiadający na rurach niema prawie wpływu na ilość przepływającej wody.

Przy danej szybkości wody, stopień zanieczyszczenia rury kondensatora odpowiada stosunkowi ilości ciepła, jaka przechodzi przez zanieczyszczoną rurę, do tej ilości ciepła, jaka przejdzie przez rurę czystą; przyczem przez obie rury powinna przepływać woda o tej samej temperaturze i szybkości oraz rury leżeć winny w tej samej części kondensatora.

Badania stopnia zanieczyszczenia można przeprowadzać w dwojaki sposób: bada się oddzielnie rurę w kondensatorze, albo też wyjmuje się ją z kondensatora i przeprowadza badanie jej w kalorymetrze. Dokładniejsze jednak wyniki otrzymuje się przeprowadzając pomiar na miejscu w kondensatorze.

Do obliczenia zanieczyszczenia rury trzeba znać jej powierzchnię zewnętrzną, temperaturę pary, temperaturę wejściową i wyjściową wody chłodzącej, ilość wody i jej szybkość. Należy przytem zachować dla całego kondensatora stan równowagi cieplnej.

Przy kondensatorach o pojedyńczym przepływie wody, wybrane dla próby rury po stronie wlotowej zamykane są gumowemi rurkami, które przeprowadza się przez dno kondensatora i łączy się z źródłem wody chłodzącej. Analogicznie postępujemy po stronie wylotowej, gdzie oprócz tego trzeba założyć zawór dławiący i dyszę dla pomiaru ilości przepływającej wody. Temperatury wody na wejściu i wyjściu są mierzone termometrami.

Ważny jest przytem właściwy wybór rur przeznaczonych do pomiaru. Badaniem muszą być objęte grupy rur nowych i zanieczyszczonych, nie można ograniczyć się tylko do pomiaru rur pojedyńczych. Przy dużych kondensatorach poddaje się pomiarom np. 18 rur starych i 6 nowych. Rury stare muszą być przed pomiarem w zwykły sposób oczyszczone.

Wybiera się rury do pomiaru w ten sposób, że bierze się oddzielną grupę rur w górnej części pęku który zawiera w sobie rury stare i nowe, przyczem nowe rury składają się z rur starych, wyjętych z różnych miejsc kondensatora i założonych w miejscu badanem. Można również przeprowadzać pomiar w ważniejszych miejscach kondensatora nad jedną do dwuch rur nowych i nad kilkoma rurami staremi.

Ilość ciepła, jaka przechodzi przez rury stare, względnie nowe, oblicza się ze wzoru:

$$Q = \frac{W \cdot c_p}{F} \; ln \; \frac{\Delta'}{\Delta''};$$

gdzie oznacza:

Q — ilość przeprowadzonego ciepła w Kal/h,
W — ilość przepływającej wody w kg/h,
c_p — ciepło właściwe wody,
F — zewnętrzna powierzchnia rur w m^2,
Δ', Δ'' — różnica temperatur wody na wejściu i wyjściu przy początku względnie końcu pomiaru.

Samo obciążenie kondensatora jest odnoszone do stanu pary suchej nasyconej w miejscu, w którem przeprowadzono pomiar. Spadek ciśnienia w kondensatorze ma względnie mały wpływ na same wyniki pomiaru.

Stopień zanieczyszczenia kondensatora zmienia się z szybkością wody chłodzącej, a mianowicie zmniejsza się on ze wzrostem tej szybkości.

---

3. Przyszłość kotłów dwupłomienicowych.

(*Die Wärme*, sierpień, Nr. 31, r. 1933).

Kocioł dwupłomienicowy odznacza się prostotą budowy, przy odpowiedniem ustawieniu jest łatwo dostępny, czyszczenie kotła nie sprawia żadnych trudności, a więc niebezpieczeństwo wybuchu jest w znacznym stopniu wyeliminowane. W wielu wypadkach kotły takie pozostają w ruchu nawet dłużej, niż 30 lat bez obniżenia ciśnienia roboczego i bez znaczniejszych kosztów naprawy.

Duża pojemność wodna stwarza duży zapas energji cieplnej, co pozwala kotłom nawet przy znacznych wahaniach zapotrzebowania pary pracować jako zasobnik pary. Zaleta ta jednak nie jest należycie doceniana w zakładach przemysłowych tego rodzaju, jak kopalnie, fabryki włókiennicze i t. p. Z dwupłomienicowego kotła daje się również otrzymać stosunkowo suchą parę, dzięki dużej pojemności parowej.

Z drugiej jednak strony, ze względów konstrukcyjnych, powierzchnia ogrzewalna tych kotłów nie przekracza 110 m^2, największy więc kocioł tego typu może odparować maksymalnie około 4000 kg/h; takie ilości pary nie mogą oczywiście wchodzić w rachubę dla większych kotłowni, jak np. kotłownia elektrowni i t. p.

Zarzut, że dwupłomienicowy kocioł nie może pracować przy wyższych ciśnieniach nie jest całkowicie słuszny. Istnieją już obecnie tego rodzaju kotły na 18,3 *atn*, a w zwykłych urządzeniach fabrycznych prawie nie bywa stosowane ciśnienie powyżej 17,5 *atn*

Według Ch. Parsons'a podniesienie w tych kotłach ciśnienia do 35 *atn*, zamiast używanego 17,5— daje podwyższenie sprawności tylko o 6%. Sprawność zwykłego dwupłomienicowego kotła nawet po zastosowaniu podgrzewacza i przegrzewacza nie przekracza, w dobrych warunkach 80%.

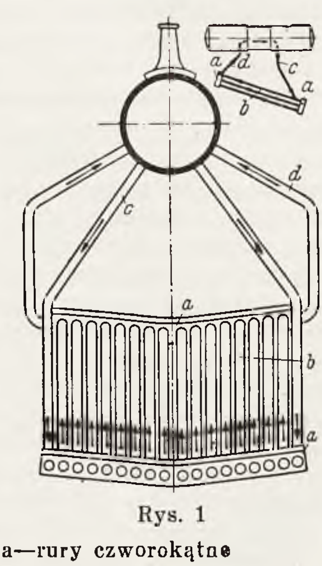
Polepszenie sprawności tych kotłów zostało dopiero stwierdzone w wypadku podwójnego kotła Lancashir'a, którego sprawność wyniosła 84%, a po uwzględnieniu pracy wentylatora ssącego i tłoczącego — 83,3%. W kotle tym założone zostały poniżej płomienic rury, idące wzdłuż kotła, przez które (zamiast jak normalnie — dolnym kanałem) przepływały spaliny. Na przodzie kotła gazy te omywają podgrzewacz powietrza, poczem przechodzą ku tyłowi kotła. Nie zastosowano tu podgrzewacza wody, a na jego miejsce za kotłem wbudowano przegrzewacz pary i przy takiem rozplanowaniu straty promieniowania wyniosły tylko 5,25%.

---

4. Kocioł opłomkowy z poziomemi skrzyniami wodnemi.

(*V. D. I.*, lipiec, Nr. 27, r. 1933).

Zaprojektowany przez inżyniera szweckiego J. G. Sandwall'a kocioł ten różni się od kotłów tego typu tem, że posiada poziome skrzynie wodne, jak na rys. 1. Skrzynki te składają się z czworokątnych rur (a), zgiętych pod kątem rozwartym którego ramiona są nachylone do poziomu pod kątem 15 — 20°.



Rys. 1

a—rury czworokątne
b—opłomki
c—rury doprowadzające
d—rury łączące skrzynki.

Właściwe opłomki kotła (b), o tem samem pochyleniu, są wwalcowane w skrzynki; układ ich ma zapewnić równomierne wznoszenie się mieszaniny pary i wody, przy bardzo małych oporach. Każda ze skrzynek ma po dwie rury doprowadzające i odprowadzające, prowadzone po bokach i omywane spalinami a tworzące część powierzchni ogrzewalnej. Przez umieszczenie tych rur, na bocznych ścianach kotła

zmniejszone są straty promieniowania, a przez ich wygięcie umożliwione jest swobodne wydłużenie się poszczególnych skrzynek. Kocioł więc składa się z poszczególnych i zupełnie niezależnych od siebie małych odcinków, a wszystkie rury jednej skrzynki są na tym samym poziomie. Ma to dać jednakowe ich obciążenie cieplne przy takiej samej mieszaninie pary i wody, a przepływ wody ma być bardzo silny we wszystkich rurach tego kotła.

Dzięki wwalcowaniu rurek w skrzynki można się spodziewać wyrównania temperatur, nie powinny więc występować tak niepożądane dodatkowe wydłużenia.

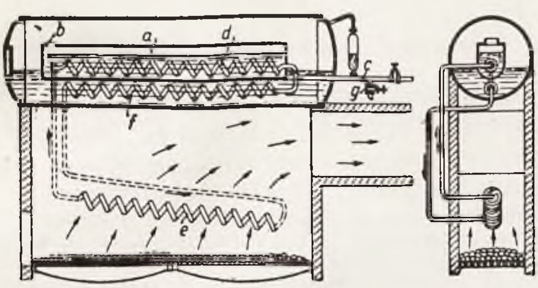
Kocioł ten ma być bardzo elastyczny, łatwy do uruchomienia, a samo wykonanie proste i nie droższe od budowy zwykłego kotła tego typu.

---

5. Nowa konstrukcja destylatora wody do zasilania kotłów.

(*Die Wärme*, Nr. 24, r. 1933).

Na rysunku 1 przedstawiony jest schema ycznie nowy rodzaj destylatora, który pracuje w pewnej kotłowni we Francji.



Rys. 1

W kotle walczakowym jest pomieszczony walczak (a) z włazem (b) dla odprowadzenia oparów.

Woda surowa dopływa do tego walczaka z zewnętrznego zbiornika przewodem zasilającym (c) i ogrzewana wężownicą wyparowuje. Wężownica (d) razem z powierzchnią ogrzewalną w palenisku (e) tworzy zamknięty system rurowy pracujący pod tem samem ciśnieniem, co kocioł.

Dla bezpieczeństwa ustawiona jest jeszcze jedna wężownica w kotle (f), która odprowadza ciepło w wypadku gdy zabraknie surowej wody w wewnętrznym walczaku.

Destylator ustawiony jest przy kotle Babcock'a typu okrętowego 270 m^2 pow. ogrzew., 16 *atn*, wydajności 7,5 *t/h* i zasilany normalnie wodą z podgrzewacza. Kocioł ten posiada 25 rur, z których dwie środkowe tworzą właśnie zamknięty system rurowy destylatora. Walczak wody surowej odparowuje 475 *kg/h* wody zasilającej nieoczyszczonej, o temperaturze na wlocie 30°.

System rurowy destylatora posiada 21 m^2 powierzchni ogrzewalnej i ciśnienie 21 *atn*, wężownica w pomocniczym walczaku 8 m^2 pow. zewnętrznej, a ilość ciepła, jaką oddaje wodzie surowej wynosi 35000 kal/m^2h.

W porównaniu ze zwykłym destylatorem, ogrzewanym parą pobieraną o niskiem ciśnieniu, względnie parą świeżą, straty cieplne są tutaj znacznie zmniejszone, opary bowiem skraplają się wprost w walczaku kotła.

Przez otwieranie zaworu spustowego (g), w przerwach pracy destylatora, okazało się zbędnem perjodyczne czyszczenie wężownic grzejnych. Przez zawór ten woda z pomocniczego walczaka zostaje wypychana nazewnątrz i unosi ze sobą wszystkie stałe pozostałości. Odkształcenia wężownicy wywołane przytem, zmianą ciśnienia, powodują odskakiwanie osadu wody surowej z zewnętrznych powierzchni wężownic, który również wyrzucany jest nazewnątrz.

Opisane urządzenie jest już od dłuższego czasu w ruchu, przyczem opróżnianie walczaka dla wody surowej odbywa się codziennie i nie stwierdzono dotąd żadnych nagromadzeń osadu, ani też przerw w ruchu. Projektuje się tylko, przez zmianę w prowadzeniu rur, poprawić cyrkulację w systemie rurowym. Przy istniejącem urządzeniu występują bowiem różnice ciśnienia, co wskazuje na znaczne opory w wężownicach i połączeniach. *A. W.*

Skrzynka pocztowa.

O pomiarze pary zapomocą paromierzy.

Jeszcze obecnie często spotykamy się ze zdaniem, że pomiary ilości pary przy pomocy paromierzy nie spełniają należycie swego zadania. O ile to mniemanie nie jest słuszne świadczy choćby fakt, że w Niemczech, w I. G. Farbenindustrie, pracuje przeszło 10 000 dysz i kryz z błędem nie większym, niż 2%. Faktem jest, że pomiar ilości pary jest dosyć trudny i w pewnych okolicznościach błędy popełnione mogą wynieść 10% i więcej.

Wydane w r. 1932 przez Związek Niemieckich Inżynierów t. zw. „Regeln für die Durchflussmessung mit genormten Düsen und Blenden" umożliwiają dokładne wyliczenie dysz i kryz pomiarowych o tolerancji nie wyższej, niż 1 — 2,5%. Jeśli idzie o konstrukcję przyrządów spiętrzających parę, to normy powyższe dają wytyczne dla ich budowy tak, że poruszanie tego na tem miejscu nie miałoby celu.

Dyszę względnie kryzę należy wbudować ściśle w środku rurociągu. Najwyższe punkty odbioru ciśnień (plus i minus) muszą leżeć dokładnie poziomo. Wyobraźmy sobie np. przy dyszy wg. rys. 1, że rurki prowadzące do zbiorniczków kondensatu nie są umieszczone dokładnie poziomo. Wtedy zero aparatu nie zbiegnie się z zerem przepływu pary. Błąd przy małem obciążeniu może być stosunkowo duży, jak wskazuje przykład:

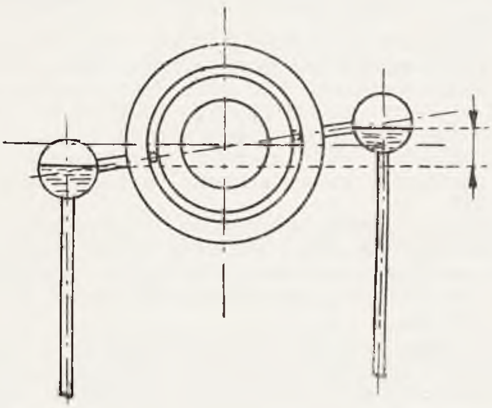
Niech jednostronna odległość od poziomu wyniesie 8 *mm* (co przy dużych średnicach rurociągów może się z łatwością wydarzyć) wtedy różnica słupa wody nad manometrem różnicowym wyniesie 16 *mm*. Niech w chwili pomiaru użyteczna różnica ciśnień ma wynieść 100 *mm*. sł. wody, to błąd pomiaru

$$\frac{\sqrt{100 + 16} - 10}{10} \times 100 = 7{,}7\%$$

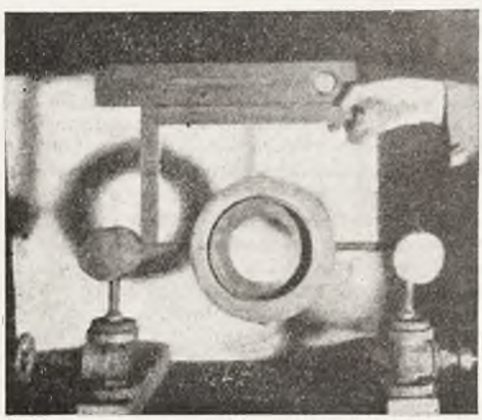
Dla uniknięcia tej różnicy można użyć przedstawionej na rys. 2 bardzo praktycznej poziomnicy.

Ważną rzeczą jest wybór odpowiednich zbiorniczków kondensatu. Przy nagłej zmianie obciążenia od 0 do 100% plusowy przewód zostaje częściowo opróżniony z wody a na to wolne miejsce wchodzi para. Para ta winna, o ile pomiar ma być wolny od błędów, natychmiast się skroplić. Bliższe atoli pomiary wskazują, że np. przy zbiorniczkach o długości 140 *mm* i średnicy 51 *mm* oraz ciśnieniu roboczem 5 *atn* para skrapla się dopiero po 110 *min* (*die Wärme*, 1933, str. 105) Prowadzi to oczywiście do ciągłych błędów pomiaru. Dla uniknięcia ich należy budować zbiorniczki możliwie duże oraz zwracać specjalną uwagę na szybkie skraplanie się pary. Zasadą winno być, ażeby przy zmianie obciążenia od 0 do 100% powierzchnia wody w zbiorniczku opadła o max 5 *mm*. Dla dobrego odprowadzania ciepła zastosowano w wielu wypadkach z po-

wodzeniem rurki żebrowe, skracając w ten sposób czas skraplania pary do 5 — 10 min. Inne rozwiązanie, podane na rys. 3, przedstawiające rurki miedziane, umieszczone na obu przewodach w ściśle poziomej płaszczyźnie, tych wad nie posiada, jednak wymaga b. starannego montażu i częstego sprawdzania poziomu, gdyż cienkie rurki miedziane poddają się łatwo odkształceniu.



Rys. 1. Fałszywy montaż dyszy,



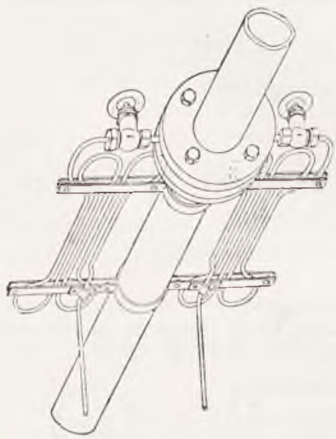
Rys. 2. Zastosowanie poziomnicy.

Jeśli idzie o sam przyrząd wskazujący ew. rejestrujący, to sprawdzanie jego może się odbywać nawet w ruchu przy pomocy rurki szklanej z wodą, jak to jest wskazane na rys. 4. Uda się w ten sposób, przy użyciu rurki o długości 800 do 1000 *mm*, sprawdzić aparat do $^1/_3$ — $^1/_2$ wychylenia zależnie od użytecznej różnicy ciśnień. Znany jest przytem fakt, że największy błąd występuje przeważnie na początku skali.

Ustawiona wg. powyższych wskazówek aparatura pomiarowa, o ile organ spiętrzający został prawidłowo zaprojektowany, nadaje się w zupełności dla ciągłej kontroli wytwórców oraz odbiorców pary. Przytem jednak należy zwrócić szczególną uwagę, że wzór na ilość przepływającej pary:

$$G = 0,04436 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot d^2 \cdot \sqrt{H' \cdot \gamma_1}$$

zawiera ciężar właściwy (γ_1) pary, który jest zależny od ciśnienia i temperatury. Chcąc więc dokładnie wyliczyć ilość pary, musielibyśmy przy każdym paromierzu rejestrującym mieć również rejestrację ciśnienia i temperatury i przeliczać za pewien okres czasu punkt po punkcie wykresu. W praktyce tego rodzaju



Rys. 3. Zastosowanie rurek miedzianych.



Rys. 4. Sprawdzanie paromierza.

wyliczanie nie jest do pomyślenia, więc operuje się średniem ciśnieniem i temperaturą. Lecz i w tym wypadku, chcąc uniknąć nadmiernych kosztów instalacji oraz utrudnień w obliczeniach, należy wybierać odpowiednie miejsca dla ustawienia paromierzy. I tak np. przy kotle wygodniej jest umieścić dyszę na przewodzie pary nasyconej (między kotłem i przegrzewaczem) niż przegrzanej, gdyż odpada wtedy jeden czynnik—temperatura. Zachodzi coprawda w tym wypadku obawa, że para może porwać ze sobą wodę kotłową; należy wtedy sprawdzić wprost pomiar zbiornikami wody. Autor niniejszego, przeprowadzając powyższy pomiar przy kotle 600 m^2 pow. ogrz. (sekcyjny, typu poprzecznego syst. B. & W. z podmuchem) stwierdził różnicę między wskazaniem paromierza a ilością zmierzonej wody 2,1%. Próba trwała *ca* 8 godz. przyczem obciążenie wahało się w granicach ok. 30%.

Podobnie jak wyżej, wygodnie jest umieścić aparaty za regulatorami ciśnienia, które przy dobrej konstrukcji pracują bez zarzutu, utrzymując ciśnienie praktycznie stałe.

Tam, gdzie wahania temperatury nie są większe niż 10 — 20°C można zaniechać również rejestracji tejże, powiększając nieco błąd pomiaru.

H. Bock, inż.